

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-048059

(43)Date of publication of application : 15.02.2002

(51)Int.Cl. F04B 27/14
F04B 27/08

(21)Application number : 2001-040458

(71)Applicant : SANDEN CORP

(22)Date of filing : 16.02.2001

(72)Inventor : TAKAI KAZUHIKO
TAMURA MAKOTO
Tabei Masaru
FUJITA MASAOKI

(30)Priority

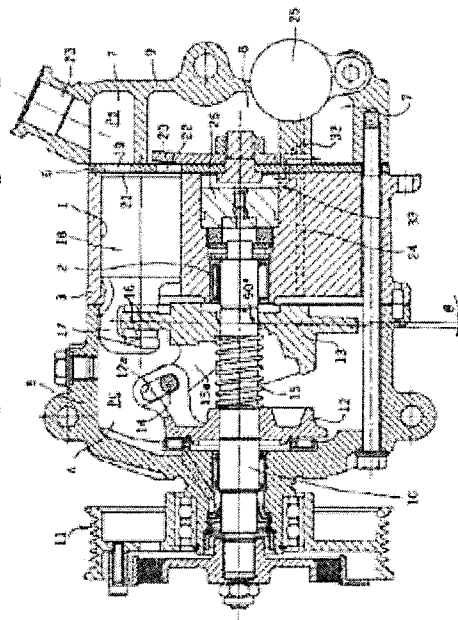
Priority number : 2000157968 Priority date : 24.05.2000 Priority country : JP

(54) VARIABLE DISPLACEMENT CAM PLATE TYPE COMPRESSOR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a variable displacement cam plate type compressor provided with a pressure release passage from the inside of a crank chamber to the intake side of a piston cylinder through an orifice and capable of quickly increasing the discharge capacity after starting and capable of restricting the sudden increase of the discharge capacity when controlling the increase of the discharge capacity in response to the increase of a load of an on-vehicle air conditioning circuit when operating the capacity control by controlling a valve element interposed in a discharge pressure supply passage to communicating the discharge side of a piston cylinder with the inside of a crank chamber with the intake pressure of the piston cylinder.

SOLUTION: This variable displacement cam plate type compressor provided with a pressure release passage from the inside of a crank chamber to the intake side of a piston cylinder through an orifice controls a valve element interposed in a discharge pressure supply passage for communicating the discharge side of the piston cylinder with the inside of the crank chamber with the intake pressure of the piston cylinder. This variable displacement cam plate type compressor is provided with a variable control means for variably controlling the orifice cross sectional area so that the orifice cross sectional area when starting is larger than the orifice cross sectional area when operating the capacity control.



* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.*** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]A valve interposed in a discharge pressure supply passage which is open for free passage in a crankcase from a discharge side of a piston cylinder is controlled by an inlet pressure of a piston cylinder, It is the variable displacement type swash-plate compressor which provided a pressure escaping path which results in an inlet side of a piston cylinder via an orifice out of a crankcase, A variable displacement type swash-plate compressor provided with a variable control means which carries out variable control of the orifice cross section so that an orifice cross section at the time of starting may become larger than an orifice cross section at the time of capacity control operation.

[Claim 2]An orifice cross section in case differential pressure of internal pressure of a crankcase and an inlet pressure of a piston cylinder is below a specified value a variable control means, The variable displacement type swash-plate compressor according to claim 1 carrying out variable control of the orifice cross section so that it may become larger than an orifice cross section in case said differential pressure exceeds said specified value.

[Claim 3]An orifice hole where a variable control means has a major diameter of the upstream, and a narrow diameter portion of the downstream about a refrigerant-gas style which flows through a pressure escaping path, The variable displacement type swash-plate compressor according to claim 1 having a spherical valve allocated in an orifice hole, and a spring which energizes a valve to an upstream direction about said refrigerant-gas style.

[Claim 4]The variable displacement type swash-plate compressor comprising according to claim 1:

Variable control means are two orifice holes.

A valve which closes said one orifice hole when one orifice hole is opened when differential pressure of internal pressure of a crankcase and an inlet pressure of a piston cylinder is below a specified value, and said differential pressure exceeds said specified value.

[Claim 5]A variable displacement type swash-plate compressor given in any 1 clause of Claims 1-4, wherein a fixing means which fixes a variable control means to a specified position on a pressure escaping path is a variable control means and really formed.

[Claim 6]The variable displacement type swash-plate compressor according to claim 5, wherein a hole for tool engagement is formed in a fixing means.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.*** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]This invention relates to a variable displacement type swash-plate compressor.

[0002]

[Description of the Prior Art]The valve interposed in the discharge-pressure feeding passage which is open for free passage in a crankcase from the discharge side of a piston cylinder is controlled by the inlet pressure of a piston cylinder, The variable displacement type swash-plate compressor which provided the pressure escaping path which results in the inlet side of a piston cylinder via an orifice out of a crankcase is indicated by JP,5-83751,B. The following capacity control operation is performed in the variable displacement type swash-plate compressor of JP,5-83751,B. That is, a valve opens a discharge-pressure feeding passage as the load of an in-vehicle air conditioning circuit is small and the inlet pressure of a piston cylinder is below a specified value, a ***** refrigerant gas is supplied from the discharge side of a piston cylinder, and the internal pressure of a crankcase is raised. As a result, the difference of the moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase, and the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase decreases, the inclination to the driving shaft of a cam plate decreases, and the discharging volume of a compressor decreases. If the load of an in-vehicle air conditioning circuit is large and the inlet pressure of a piston cylinder exceeds a specified value, a valve will close a discharge-pressure feeding passage and will suspend supply of the refrigerant gas of ***** from the discharge side of a piston cylinder. By the differential pressure of the internal pressure of a crankcase, and the inlet pressure of a piston cylinder, a piston cylinder carries out [the refrigerant gas in a crankcase] an inlet-side HE outflow through a pressure escaping path, and the internal pressure of a crankcase falls. As a result, the difference of the moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase, and the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase increases, the inclination to the driving shaft of a cam plate increases, and the discharging volume of a compressor increases. In the variable displacement type swash-plate compressor of JP,5-83751,B, Prevent the flow of the refrigerant gas which flows out of a crankcase into the inlet side of a piston cylinder by allocating an orifice in a pressure escaping path from becoming excessive, and the rapid fall of the internal pressure of a crankcase is controlled, The rapid increase in the discharging volume at the time of carrying out increase control of the discharging volume according to the increase in the load of an in-vehicle air conditioning circuit was controlled, and the rapid fall of the blow off temperature of an in-vehicle air-conditioner is controlled.

[0003]

[Problem to be solved by the invention]The valve which interposed in the discharge-pressure feeding passage immediately after starting of a variable displacement type swash-plate

compressor has closed the passage concerned, and discharging volume has become the minimum. By starting of a compressor, a refrigerant gas flows into a discharge side from the inlet side of a piston cylinder, the inlet pressure of a piston cylinder falls, differential pressure arises between the internal pressure of a crankcase, and the inlet pressure of a piston cylinder, and the refrigerant gas in a crankcase flows into the inlet side of a piston cylinder. The moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction which the internal pressure of a crankcase falls by the outflow of a refrigerant gas, and is added to a piston is made to increase, A difference with the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase increases, the inclination to the driving shaft of a cam plate increases, discharging volume increases, and the refrigerant gas of a flow demand is supplied to an in-vehicle air conditioning circuit. Since discharging volume is the minimum immediately after starting, the discharge pressure of a piston cylinder is low, and the moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase is small. Therefore, the difference of the moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase, and the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase is also small. Immediately after starting, since discharging volume is the minimum, there are few decrease amounts of the inlet pressure of a piston cylinder, and the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is small. Therefore, if an orifice is allocated in a pressure escaping path, the flow of the refrigerant gas which flows out of a crankcase into the inlet side of a piston cylinder by the flow resistance of an orifice will become minute, and the lowering speed of the internal pressure of a crankcase will become minute, The moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston by the lowering speed of the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase becoming minute is made to increase, The increasing speed of a difference with the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase becomes minute, the state where both difference is small is maintained, and the problem that the prompt increase in discharging volume is checked and the refrigerant gas of a flow demand is not supplied to an in-vehicle air conditioning circuit is produced. In light of the above-mentioned problems, this invention controls the valve interposed in the discharge pressure supply passage which is open for free passage in a crankcase from the discharge side of a piston cylinder by the inlet pressure of a piston cylinder, It is the variable displacement type swash-plate compressor which provided the pressure escaping path which results in the inlet side of a piston cylinder via an orifice out of a crankcase. Although discharging volume increases promptly after starting, when the purpose carries out increase control of the discharging volume according to the increase in the load of an in-vehicle air conditioning circuit at the time of capacity control operation, it is providing the good transformation swash plate compressor with which the rapid increase in discharging volume was controlled.

[0004]

[Means for solving problem]In this invention in order to solve an aforementioned problem, The valve interposed in the discharge pressure supply passage which is open for free passage in a crankcase from the discharge side of a piston cylinder is controlled by the inlet pressure of a piston cylinder, It is the variable displacement type swash-plate compressor which provided the pressure escaping path which results in the inlet side of a piston cylinder via an orifice out of a crankcase, A variable displacement type swash-plate compressor provided with the variable control means which carries out variable control of the orifice cross section so that the orifice cross section at the time of starting may become larger than the orifice cross section at the time of capacity control operation is provided. In the variable displacement type swash-plate compressor concerning this invention, Since variable control of the orifice cross section is carried out so that the orifice cross section at the time of starting may become larger than the

orifice cross section at the time of capacity control operation, at the time of starting. The internal pressure of a crankcase falls promptly and the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase falls promptly. As a result, the moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase, A difference with the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase increases promptly, the inclination to the driving shaft of a cam plate increases promptly, and discharging volume increases promptly. Since the orifice cross section at the time of another side capacity control operation is small compared with the time of starting, when carrying out increase control of the discharging volume according to the increase in the load of an in-vehicle air conditioning circuit, The rapid fall of a moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate which the rapid fall of the internal pressure of a crankcase is prevented and is produced with the internal pressure of a crankcase is prevented. As a result, the moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase, The rapid increase in a difference with the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase is controlled, the rapid increase in discharging volume is controlled, and the rapid fall of the blow off temperature of an in-vehicle air-conditioner is controlled. Since the orifice cross section at the time of capacity control operation is small, there are few amounts of refrigerant gases returned to an inhalatorium via a crankcase from a regurgitation room for capacity control. Therefore, the compression power loss at the time of capacity control operation is small.

[0005]In the desirable mode of this invention, a variable control means carries out variable control of the orifice cross section so that an orifice cross section in case the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is below a specified value may become larger than an orifice cross section in case said differential pressure exceeds a specified value. Since the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is small compared with the time of capacity control operation at the time of starting of a variable displacement type swash-plate compressor, By carrying out variable control of the orifice cross section so that an orifice cross section in case the differential pressure concerned is below a specified value may become larger than an orifice cross section in case said differential pressure exceeds a specified value, Variable control of the orifice cross section can be carried out so that the orifice cross section at the time of starting may become larger than the orifice cross section at the time of capacity control operation.

[0006]In the desirable mode of this invention, a variable control means, It has an orifice hole which has a major diameter of the upstream, and a narrow diameter portion of the downstream about the refrigerant-gas style which flows through a pressure escaping path, the spherical valve allocated in the orifice hole, and a spring which energizes a valve to an upstream direction about said refrigerant-gas style. When the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is below a specified value by setting the energization force of a spring as an appropriate value, a valve is made to stagnate in the major diameter of an orifice hole, If a valve can be made to stagnate in the narrow diameter portion of an orifice hole and is pulled when said differential pressure exceeds a specified value, Variable control of the orifice cross section can be carried out so that an orifice cross section in case the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is below a specified value may become larger than an orifice cross section in case said differential pressure exceeds a specified value.

[0007]In the desirable mode of this invention, a variable control means opens one orifice hole, when the differential pressure of two orifice holes, and the internal pressure of a crankcase and the inlet pressures of a piston cylinder is below a specified value, and when said differential pressure exceeds said specified value, it has a valve which closes said one orifice hole. By allocating two orifice holes, opening one orifice hole, when the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is below a specified

value, and closing said one orifice hole, when said differential pressure exceeds said specified value, Variable control of the orifice cross section can be carried out so that an orifice cross section in case the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is below a specified value may become larger than an orifice cross section in case said differential pressure exceeds a specified value.

[0008]In the desirable mode of this invention, the fixing means which fixes a variable control means to the specified position on a pressure escaping path is a variable control means and really formed. Although it is necessary to fix a variable control means to the specified position on a pressure escaping path, by a variable control means and really forming the fixing means which fixes a variable control means to the specified position on a pressure escaping path, compared with the case where it is considered as a different body, part mark decrease and the manufacturing cost of a compressor reduces both.

[0009]The hole for tool engagement is formed in the fixing means in the desirable mode of this invention. The hole for tool engagement can be made to be able to carry out engagement of the tool, and a variable control means can be easily installed in the specified position on a pressure escaping path, or it can be made to secede easily from a specified position.

[0010]

[Mode for carrying out the invention]The variable displacement type swash-plate compressor concerning the 1st embodiment of this invention, The cylinder block 3 with which two or more cylinder bores 1 allocated in the hoop direction by separating an interval mutually and the center bores 2 were formed as shown in drawing 1. It has the front housing 5 which is attached to one end face of the cylinder block 3, and forms the crankcase 4, and the cylinder head 9 which is attached to the end face of another side of the cylinder block 3 via the ports plate 6, and forms the inhalatorium 7 and the regurgitation room 8.

[0011]A variable displacement type swash-plate compressor extends in parallel with the extending direction of the cylinder bore 1 in the crankcase 4 further, One end penetrated the front housing 5, it extended to the exterior, the other end was inserted in the center bore 2, and it has the driving shaft 10 supported pivotable by the front housing 5 and the cylinder block 3. The pulley 11 supported by the front housing 5 pivotable is connected with the driving shaft 10. It is built over the endless belt which is not illustrated between the pulley 11 and the crankshaft of the in-vehicle engine which is not illustrated. The rotor 12 allocated in the crankcase 4 is being fixed to the driving shaft 10. The rotor 12 is supported by the extending direction of the driving shaft 10 by the front housing 5. The long hole 12a is formed in the rotor 12.

[0012]Slidably, to the driving shaft 10, the cam plate 13 is attached to shaft orientations at the driving shaft 10 so that inclination change is possible. The cam plate 13 has ***** 13a for rotor 12 HE. The pin 14 fixed to the handle part 13a is inserted in the long hole 12a of the rotor 12. The cam plate 13 is connected with the rotor 12 via the coil spring 15 which fits into the driving shaft 10 in outside.

[0013]The slide shoe 16 of a couple which has a surface of a sphere on both sides of the cam plate 13 in a peripheral edge part of the cam plate 13 at one side has contacted slidably. The slide shoe 16 of two or more couples separates an interval to a hoop direction mutually, and is allocated in it. A pair each of slide shoes 16 are slidably pinched by the piston rod 17, respectively. Each piston rod 17 forms the piston 18 which was prolonged towards the cylinder block 3 and was slidably inserted in the corresponding cylinder bore 1.

[0014]Face to face is stood against each cylinder bore 1, and the suction hole 19 and the discharge opening 20 are formed in the ports plate 6. The suction valve portion 21 for controlling a flow of a refrigerant gas which flows into the cylinder bore 1 through the suction hole 19 from the inhalatorium 7 is attached to an end face which stands face to face against the cylinder bore 1 of the ports plate 6, The discharge valve 22 for controlling a flow of a refrigerant gas which flows out of the cylinder bore 1 into the regurgitation room 8 through the discharge opening 20 is attached to an end face which stands face to face against the regurgitation room 8 of the ports plate 6. The inhalatorium 7 is open for free passage to the suction port 23, and is opening the regurgitation room 8 for free passage to a discharge port which is not illustrated.

[0015]The discharge pressure supply passage 24 which makes the crankcase 4 and the

regurgitation room 8 open for free passage is formed through the cylinder block 3, the ports plate 6, and a wall of the cylinder head 9. The control valve 25 which opens and closes the discharge pressure supply passage 24 is allocated.

[0016]The variable orifice 26 is fitted in the center boar 2. The variable orifice 26 has the orifice body 26a, as shown in drawing 2. The orifice hole 26b is formed in the orifice body 26a. The orifice hole 26b has the major diameter 26b1 of a side close to the crankcase 4, the narrow diameter portion 26b2 of a side isolated from the crankcase 4, and the pars intermedia 26b3 of the shape of a funnel which connects both. The steel ball 27 is allocated in the orifice hole 26b. A diameter of the steel ball 27 is set as a value smaller than a diameter of the narrow diameter portion 26b2 of the orifice hole 26b. Face to face is stood against the orifice hole 26b, and the lid 28 is pressed fit in an end face of a side close to the crankcase 4 of the orifice body 26a. A hole which is open for free passage to the major diameter 26b1 of the orifice hole 26b is formed in the lid 28. The lid 29 is pressed fit in an end face of a side isolated from the crankcase 4 of the orifice body 26a. A hole which is open for free passage to the narrow diameter portion 26b2 of the orifice hole 26b is formed in the lid 29. The spring 30 is allocated in the orifice hole 26b. One end of the spring 30 is fixed to the steel ball 27, and the other end is being fixed to the lid 29. Circular space formed between a peripheral wall of the orifice hole 26b and the steel ball 27 forms the orifice 31. The orifice 31 is open for free passage to the crankcase 4 via the center boar 2, and is open for free passage to the inhalatorium 7 via the passage 32 formed through the cylinder block 3, the ports plate 6, and a wall of the cylinder head 9. The pressure escaping path 33 is formed of the center boar 2, the orifice 31, and the passage 32.

[0017]At the time of operation of the above-mentioned variable displacement type swash-plate compressor, since the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 falls, differential pressure arises between the internal pressure P_c of the crankcase 4, and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7. As a result, the refrigerant gas in the crankcase 4 flows into the inhalatorium 7 through the pressure escaping path 33. The refrigerant gas which flows through the orifice hole 26b of the variable orifice 26 allocated in the way of the pressure escaping path 33 energizes the steel ball 27 to a downstream direction about the flow of a refrigerant gas. The spring 30 energizes the steel ball 27 to an upstream direction about the flow of a refrigerant gas. If differential pressure ΔP ($\Delta P = P_c - P_s$) of the internal pressure P_c of the crankcase 4 and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 increases, the energization force impressed to the steel ball 27 increases from a refrigerant gas, and the steel ball 27 will resist the energization force of the spring 30, and will move to a downstream direction about the flow of a refrigerant gas. When differential pressure ΔP is less than ΔP_1 , the center of the steel ball 27 is the major diameter 26b1 of the orifice hole 26b. It is inside. When the center of the steel ball 27 has differential pressure ΔP in the pars intermedia 26b3 of the orifice hole 26b exceeding ΔP_1 at the time not more than ΔP_2 and differential pressure ΔP exceeds ΔP_2 , the center of the steel ball 27 is the narrow diameter portion 26b2 of the orifice hole 26b. It is inside. As a result, the cross-section area S of the annular orifice 31 formed between the steel ball 27 and the wall of the orifice hole 26b will decrease from S_1 with the increase in differential pressure ΔP , if it becomes the maximum S_1 and differential pressure ΔP exceeds ΔP_1 , when differential pressure ΔP is less than ΔP_1 , and if differential pressure ΔP exceeds ΔP_2 , it will serve as the minimum S_2 . By changing the load rate of the spring 30, ΔP_1 and ΔP_2 are changeable.

[0018]The suction port 23 is connected to the low-tension side of the in-vehicle air conditioning circuit which is not illustrated, and the discharge port which is not illustrated is connected to the high-tension side of said air conditioning circuit.

[0019]The operation of the above-mentioned variable displacement type swash-plate compressor is explained. If the in-vehicle engine which is not illustrated starts, the driving shaft 10 will rotate via the pulley 11, and a compressor will start. The rotor 12 rotates with rotation of the driving shaft 10, and also the cam plate 13 rotates. It moves reciprocally to the extending direction of the driving shaft 10, the slide shoe 16 sliding on the periphery top of the cam plate 13 with rotation of the cam plate 13. The piston rod 17 which pinches the slide shoe 16 moves reciprocally to the extending direction of the driving shaft 10, and the piston 18 formed in the end of the piston rod 17 moves the inside of the cylinder bore 1 reciprocally to the extending

direction of the driving shaft 10. HE inhalation in the cylinder bore 1 is carried out through the suction hole 19, the refrigerant gas which flowed into the inhalatorium 7 through the suction port 23 with reciprocating movement of the piston 18 is compressed within the cylinder bore 1, and the regurgitation room 8 HE regurgitation is carried out through the discharge opening 20, and it carries out an in-vehicle air conditioning circuit HE outflow through the discharge port which is not illustrated.

[0020]In the above-mentioned variable displacement type swash-plate compressor, the moment M1 to which carry out clockwise rotation HE rotation of the cam plate 13 in drawing 1 at the circumference of the pin 14, and the inclination theta to the driving shaft 10 of the cam plate 13 is made to increase by the compressive reaction added to the piston 18 into a pressing operation arises. The moment M2 which carries out counterclockwise rotation HE rotation of the cam plate 13 in drawing 1 at the circumference of the pin 14, and decreases the inclination theta to the driving shaft 10 of the cam plate 13 by the coil spring 15 arises. The moment M3 which carries out counterclockwise rotation HE rotation of the cam plate 13 in drawing 1 at the circumference of the pin 14, and decreases the inclination theta to the driving shaft 10 of the cam plate 13 with the internal pressure P_c of the crankcase 4 arises.

[0021]According to outdoor air temperature, the setting-out discharge temperature of an in-vehicle air-conditioner is automatically adjusted by hand control, and the load of an in-vehicle air conditioning circuit is changed. If the load of an in-vehicle air conditioning circuit decreases and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 becomes the one or less specified value P_s , the control valve 25 will open the discharge pressure supply passage 24, and the refrigerant gas in the regurgitation room 8 will carry out a crankcase 4 HE inflow via the discharge pressure supply passage 24. As a result, the internal pressure P_c of the crankcase 4 increases, M3 increases, the inclination theta to the driving shaft 10 of the cam plate 13 decreases, the stroke of the piston 18 decreases, and the discharging volume of a compressor decreases. If the load of an in-vehicle air conditioning circuit increases and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 exceeds specified value P_{s1} , the control valve 25 will close the discharge pressure supply passage 24, and it will prevent that the refrigerant gas in the regurgitation room 8 carries out a crankcase 4 HE inflow via the discharge pressure supply passage 24. By differential pressure $**P$ of the internal pressure P_c of the crankcase 4, and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7, the refrigerant gas in the crankcase 4 flows into the inhalatorium 7 through the pressure escaping path 33. As a result, the internal pressure P_c of the crankcase 4 falls, M3 decreases, the inclination theta to the driving shaft 10 of the cam plate 13 increases, the stroke of the piston 18 increases, and the discharging volume of a compressor increases.

[0022]At the time of starting of the above-mentioned variable displacement type swash-plate compressor, the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 is over P_{s1} , and the control valve 25 has closed the discharge pressure supply passage 24. Since abbreviation has become the same as for the internal pressure P_s of the inhalatorium 7, the internal pressure P_c of the crankcase 4, and the internal pressure of the regurgitation room 8, it has become same omitting M1 and M3. As a result, the inclination theta to the driving shaft 10 of the cam plate 13 is the minimum by M2, and the discharging volume of the compressor has become the minimum. If a compressor starts, since HE suction in the cylinder bore 1 of the refrigerant gas in the inhalatorium 7 will be carried out, the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 falls. However, since the discharging volume of the compressor is the minimum, there are few flows of the refrigerant gas by which HE suction in the cylinder bore 1 is carried out from the inhalatorium 7, and there are few decrease amounts of P_s . Therefore, differential pressure $**P$ of the internal pressure P_c of the crankcase 4 and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 is less than $**P1$ immediately after starting, and the cross-section area S of the orifice 31 is the maximum $S1$. As a result, although differential pressure $**P$ is small, since the cross-section area S of the orifice 31 is large, An inhalatorium 7 HE refrigerant gas flows out of the crankcase 4 promptly as 33 copies of pressure escaping paths, the internal pressure P_c of the crankcase 4 falls promptly, M3 decreases promptly, the inclination theta to the driving shaft 10 of the cam plate 13 increases promptly, and discharging volume increases promptly. The flow of the refrigerant gas by which HE suction in the cylinder bore 1 is carried out increases from the inhalatorium 7 with the increase in

discharging volume, and the decrease amount of P_s increases. As a result, differential pressure $**P$ of the internal pressure P_c of the crankcase 4 and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 increases, $**P1$ is exceeded, and the cross-section area S of the orifice 31 decreases towards the minimum $S2$ from the maximum $S1$. When differential pressure $**P$ exceeds $**P2$ and the cross-section area S of the orifice 31 reaches the minimum $S2$, discharging volume is increasing to an initial complement and the refrigerant gas of a flow demand is supplied to an in-vehicle air conditioning circuit.

[0023]When the transition stage immediately after starting passes and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 falls to about one P_s , differential pressure $**P$ exceeds $**P2$ and the cross-section area S of the orifice 31 has become the minimum $S2$. Capacity control operation of a compressor is performed in this state. That is, according to the internal pressure P_s of the inhalatorium 7, opening and closing control of the control valve 25 is carried out, and discharging volume control according to the load change of the air conditioning circuit is performed. Since the cross-section area S of the orifice 31 is the minimum $S2$ at the time of capacity control operation, there are few flows of the refrigerant gas which flows out of the crankcase 4 into the inhalatorium 7 through the pressure escaping path 33. As a result, the rapid fall of the internal pressure P_c of the crankcase 4 at the time of carrying out increase control of the discharging volume is prevented, the rapid fall of $M3$ is prevented, the rapid increase in the inclination θ to the driving shaft 10 of the cam plate 13 is controlled, the rapid increase in discharging volume is controlled, and the rapid fall of the blow off temperature of an in-vehicle air-conditioner is controlled. Since the cross-section area S of the orifice 31 at the time of capacity control operation is the minimum $S2$, there are few amounts of refrigerant gases returned to the inhalatorium 7 via the crankcase 4 from the regurgitation room 8 for capacity control. Therefore, the compression power loss at the time of capacity control operation is small.

[0024]In the variable displacement type swash-plate compressor concerning the 2nd embodiment of this invention, the variable orifice 126 which is replaced with the variable orifice 26 and shown in drawing 3 is used. The variable orifice 126 has the orifice body 126a. The orifice holes 126b and 126c are formed in the orifice body 126a. The orifice hole 126b is provided with the following.

Major diameter 126b' of the side close to the crankcase 4.

Narrow diameter portion 126b'' of the side isolated from the crankcase 4.

The steel ball 127 is allocated in major diameter 126b'. The area of the circular space between the peripheral wall of major diameter 126b' and the steel ball 127 is set as the bigger value than the cross-section area of narrow diameter portion 126b''. The lid 128 with which two or more stomata 128a were formed is pressed fit in the end by the side of the crankcase 4 of major diameter 126b'. The sum of the cross-section area of two or more stomata 128a is set as the bigger value than the cross-section area of narrow diameter portion 126b''. The spring 129 is allocated in major diameter 126b'. one end of the spring 129 is fixed to the steel ball 127 — the other end — the narrow diameter portion 126 — it is being fixed to the end face of near major diameter 126b' b''. The orifice 130 is formed of narrow diameter portion 126b'' of the orifice hole 126c and the orifice hole 126b.

[0025]When differential pressure $**P$ of the internal pressure P_c of the crankcase 4 and the internal pressure P_s of the inhalatorium 7 is less than $**P1$, The steel ball 127 is fully separated from narrow diameter portion 126b'' of the orifice hole 126b, and the cross-section area of the orifice 130 is the sum of the cross-section area of the orifice hole 126c, and the cross-section area of narrow diameter portion 126b'' of the orifice hole 126b. If differential pressure $**P$ exceeds $**P1$, the steel ball 127 will approach narrow diameter portion 126b'' of the orifice hole 126b, and the cross-section area of the orifice 130 will gradually decrease. If differential pressure $**P$ exceeds $**P2$, the steel ball 127 will close narrow diameter portion 126b'' of the orifice hole 126b, and the cross-section area of the orifice 130 becomes the minimum, and becomes the same value as the cross-section area of narrow diameter portion 126b'' of the orifice hole 126b. Therefore, by using the variable orifice 126, variable control of the orifice cross section can be carried out so that an orifice cross section in case the differential pressure of the internal pressure of a crankcase and the inlet pressure of a piston cylinder is below a

specified value may become larger than an orifice cross section in case said differential pressure exceeds a specified value.

[0026]As mentioned above, although the embodiment of this invention was described, this invention is not limited to the above-mentioned embodiment. In the variable displacement type swash-plate compressor concerning the 1st embodiment, Although the variable orifice 26 makes one end of the orifice body 26a contact the step formed in the center boa 2, the other end is made to contact the snap ring which engages with the annular groove which was formed in the center boa 2, and which is not illustrated and which is not illustrated and it is being fixed to the specified position on the pressure escaping path 33, As shown in drawing 4 and 5, a crevice may be separated mutually, two or more legs 26c may the orifice body 26a and really be formed, the leg 26c may be made to contact the ports plate 6, and the variable orifice 26 may be fixed to the other end of the orifice body 26a in the specified position on the pressure escaping path 33. A snap ring becomes unnecessary, part mark decrease, and the manufacturing cost of a compressor decreases. It may replace with the lid 29 with which the hole was formed, and 26 d of holes which are open for free passage to the orifice body 26 in the narrow diameter portion 26b2 of the direct orifice hole 26b may be formed. Part mark decrease and the manufacturing cost of a compressor decreases. As shown in drawing 6, it may replace with two or more legs 26c, the annular leg 26e may the orifice body 26 and really be formed, and 26 f of holes may be formed in the leg 26e. The annular leg 26e is made to contact the ports plate 6, and the variable orifice 26 is fixed to the specified position on the pressure escaping path 33. The orifice 31 is open for free passage to the passage 32 via 26 f of holes.

[0027]In separating a crevice to the other end of the orifice body 26a mutually, and forming two or more legs 26c in it or forming the annular leg 26e in it, As shown in drawing 4 - 6, it is desirable to form the annular notch groove 2a in a part which stands face to face against the legs 26c and 26e of center boa 2 peripheral wall, or to form notch groove 26c' and 26e' in a periphery of the legs 26c and 26e, and to form passage 32' which is open for free passage on the outside of the legs 26c and 26e at the passage 32. The orifice 31 and the passage 32 are certainly open for free passage.

[0028]Hole 26c'' for fixture engagement may be formed in the leg 26c. Engagement of the tool can be carried out to hole 26c'' for tool engagement, and the variable orifice 26 can be easily installed in the center boa 2, or it can be made to secede from the center boa 2 easily.

[0029]It may replace with the steel ball 127 of the variable orifice 126 of drawing 3, and as shown in drawing 7, disc-like valve 127' in which projection 127a' which can advance into narrow diameter portion 126b'' of the orifice hole 126b was formed may be allocated. In this case, in order to prevent the stoma 128a of the lid 128 from being closed by valve 127', it is desirable to form the projection 128b which faces to the lid 128 to valve 127'.

[0030]

[Effect of the Invention]If it is in the variable displacement type swash-plate compressor concerning this invention as explained above, Since variable control of the orifice cross section is carried out so that the orifice cross section at the time of starting may become larger than the orifice cross section at the time of capacity control operation, at the time of starting. The internal pressure of a crankcase falls promptly and the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase falls promptly. As a result, the moment to which the inclination to the driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase, A difference with the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase increases promptly, the inclination to the driving shaft of a cam plate increases promptly, and discharging volume increases promptly. Since the orifice cross section at the time of another side capacity control operation is small compared with the time of starting, when carrying out increase control of the discharging volume according to the increase in the load of an in-vehicle air conditioning circuit, The rapid fall of a moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate which the rapid fall of the internal pressure of a crankcase is prevented and is produced with the internal pressure of a crankcase is prevented. As a result, the rapid increase in the difference of the moment to which the inclination to the

driving shaft of the cam plate produced by the compressive reaction added to a piston is made to increase, and the moment which decreases the inclination to the driving shaft of the cam plate produced with the internal pressure of a crankcase is controlled, and the rapid increase in discharging volume is controlled. Since the orifice cross section at the time of capacity control operation is small, there are few amounts of refrigerant gases returned to an inhalatorium via a crankcase from a regurgitation room for capacity control. Therefore, the compression power loss at the time of capacity control operation is small.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.*** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1]It is drawing of longitudinal section of the variable displacement type swash-plate compressor concerning the 1st embodiment of this invention.

[Drawing 2]It is the elements on larger scale of drawing 1.

[Drawing 3]It is a sectional view of the variable orifice with which the variable displacement type swash-plate compressor concerning the 2nd embodiment of this invention is provided.

[Drawing 4]It is drawing of longitudinal section of the variable displacement type swash-plate compressor concerning other embodiments of this invention.

[Drawing 5]It is the elements on larger scale of drawing 4. (a) is drawing of longitudinal section and (b) is a b-b view figure of (a).

[Drawing 6]It is a figure showing the modification of drawing 5. (a) is drawing of longitudinal section and (b) is a b-b view figure of (a).

[Drawing 7]It is a figure showing the modification of drawing 3.

[Explanations of letters or numerals]

- 1 Cylinder bore
- 2 Center bo
- 3 Cylinder block
- 4 Crankcase
- 5 Front housing
- 7 Inhalatorium
- 8 Regurgitation room
- 9 Cylinder head
- 10 Driving shaft
- 13 Cam plate
- 18 Piston
- 24 Discharge pressure supply passage
- 25 Control valve
- 26, 126 variable orifices
- 26b, 126b, a 126c orifice hole
- 26c and 26e Leg
- 26 -- the hole for [c "] tool engagement
- 27 and 127 Steel ball
- 30 Spring
- 31 and 130 Orifice
- 32 32' Passage
- 33 Pressure escaping path

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

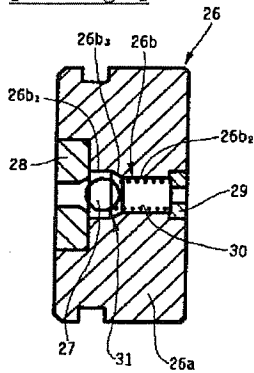
1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.*** shows the word which can not be translated.

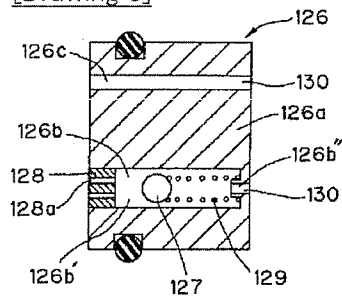
3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

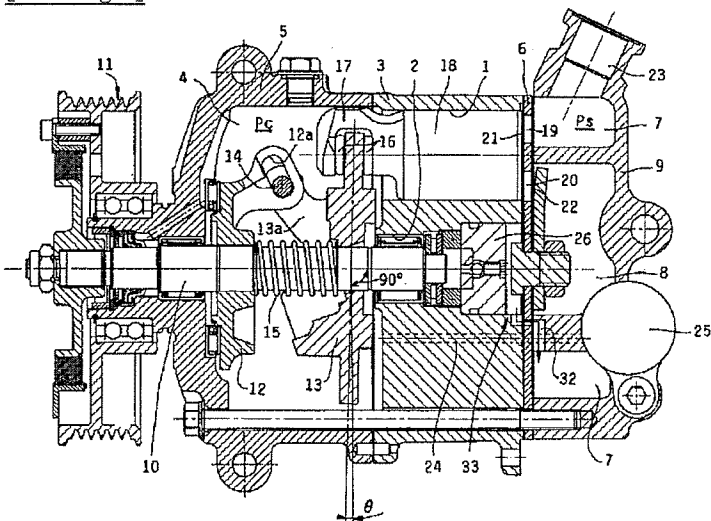
[Drawing 2]



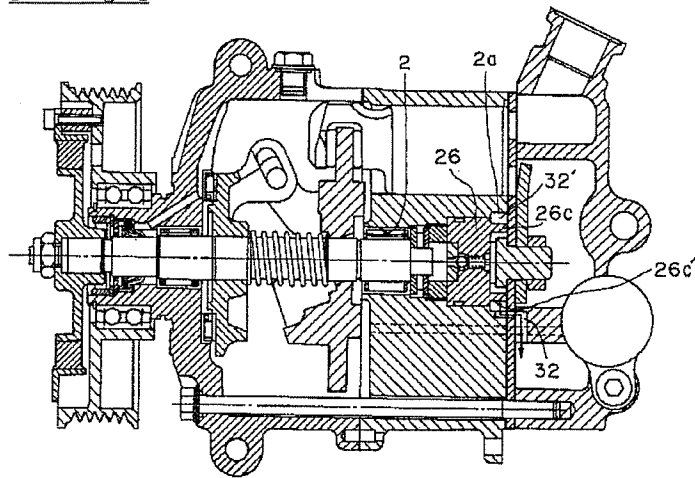
[Drawing 3]



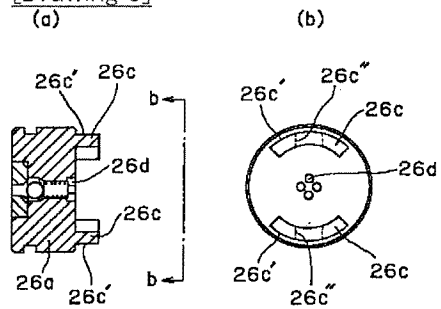
[Drawing 1]



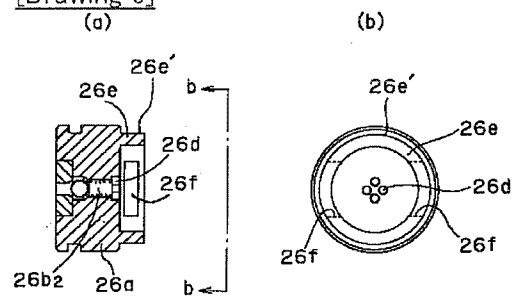
[Drawing 4]



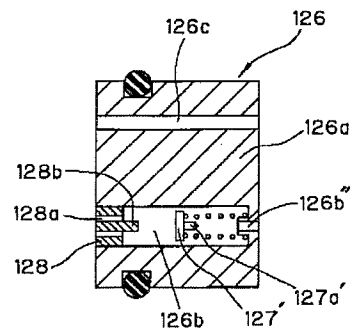
[Drawing 5]



[Drawing 6]



[Drawing 7]



[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-48059

(P2002-48059A)

(43)公開日 平成14年 2月15日 (2002. 2. 15)

(51)Int.Cl.⁷

F 0 4 B 27/14

27/08

識別記号

F I

F 0 4 B 27/08

テーマコード* (参考)

S 3 H 0 7 6

P

審査請求 未請求 請求項の数6 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2001-40458(P2001-40458)

(22)出願日 平成13年 2月16日 (2001. 2. 16)

(31)優先権主張番号 特願2000-157968(P2000-157968)

(32)優先日 平成12年 5月24日 (2000. 5. 24)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000001845

サンデン株式会社

群馬県伊勢崎市寿町20番地

(72)発明者 高井 和彦

群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式
会社内

(72)発明者 田村 誠

群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式
会社内

(74)代理人 100095245

弁理士 坂口 嘉彦

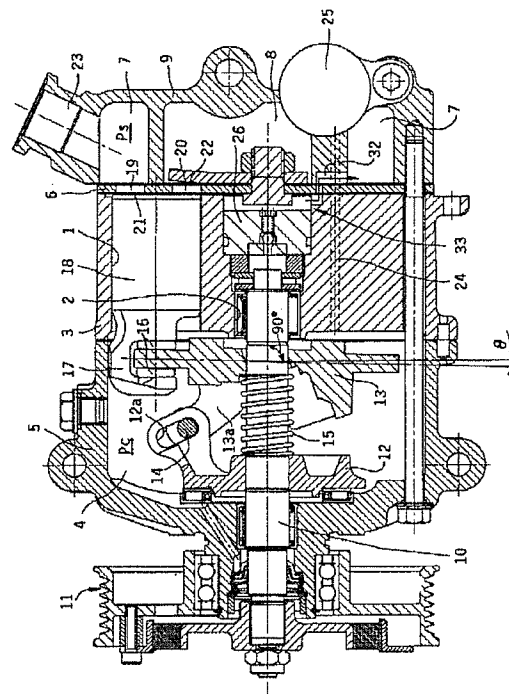
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 容量可変型斜板式圧縮機

(57)【要約】

【課題】 ピストンシリンダの吐出側からクランク室内に連通する吐出圧供給通路に介設した弁体をピストンシリンダの吸入圧により制御し、クランク室内からオリフィスを介してピストンシリンダの吸入側に至る圧力逃がし通路を設けた容量可変型斜板式圧縮機であって、起動後に吐出容量が速やかに増加するが、容量制御運転時に車載空調回路の負荷の増加に応じて吐出容量を増加制御する際には吐出容量の急激な増加が抑制された可変型斜板式圧縮機を提供する。

【解決手段】 ピストンシリンダの吐出側からクランク室内に連通する吐出圧供給通路に介設した弁体をピストンシリンダの吸入圧により制御し、クランク室内からオリフィスを介してピストンシリンダの吸入側に至る圧力逃がし通路を設けた容量可変型斜板式圧縮機であって、起動時のオリフィス断面積が容量制御運転時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御する可変制御手段を備える。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンシリンダの吐出側からクランク室内に連通する吐出圧供給通路に介設した弁体をピストンシリンダの吸入圧により制御し、クランク室内からオリフィスを介してピストンシリンダの吸入側に至る圧力逃がし通路を設けた容量可変型斜板式圧縮機であって、起動時のオリフィス断面積が容量制御運転時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御する可変制御手段を備えることを特徴とする容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項2】 可変制御手段は、クランク室内の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時のオリフィス断面積が、前記差圧が前記所定値を超える時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御することを特徴とする請求項1に記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項3】 可変制御手段は、圧力逃がし通路を流れる冷媒ガス流に関して上流側の大径部と下流側の小径部とを有するオリフィス孔と、オリフィス孔内に配設された球状の弁体と、弁体を前記冷媒ガス流に関して上流方向へ付勢するバネとを有していることを特徴とする請求項1に記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項4】 可変制御手段は、二つのオリフィス孔と、クランク室内の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時に一方のオリフィス孔を開き、前記差圧が前記所定値を超える時に前記一方のオリフィス孔を閉じる弁体とを有していることを特徴とする請求項1に記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項5】 可変制御手段を圧力逃がし通路上の所定位置に固定する固定手段が可変制御手段と一体形成されていることを特徴とする請求項1乃至4の何れか1項に記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項6】 固定手段に、工具係合用の穴が形成されていることを特徴とする請求項5に記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、容量可変型斜板式圧縮機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 ピストンシリンダの吐出側からクランク室内に連通する吐出圧供給通路に介設した弁体をピストンシリンダの吸入圧により制御し、クランク室内からオリフィスを介してピストンシリンダの吸入側に至る圧力逃がし通路を設けた容量可変型斜板式圧縮機が特公平5-83751号に開示されている。特公平5-83751号の容量可変型斜板式圧縮機においては下記の容量制御運転が行われる。すなわち、車載空調回路の負荷が小さくピストンシリンダの吸入圧が所定値以下であると、弁体が吐出圧供給通路を開き、ピストンシリンダ

の吐出側からクランク室へ冷媒ガスを供給してクランク室内の内圧を上昇させる。この結果、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室内の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差が減少し、斜板の駆動軸に対する傾角が減少して圧縮機の吐出容量が減少する。車載空調回路の負荷が大きくなりピストンシリンダの吸入圧が所定値を超えると、弁体が吐出圧供給通路を閉じ、ピストンシリンダの吐出側からクランク室への冷媒ガスの供給を停止する。クランク室内の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧により、クランク室内の冷媒ガスが圧力逃がし通路を通過してピストンシリンダの吸入側へ流出し、クランク室内の内圧が低下する。この結果、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室内の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差が増加し、斜板の駆動軸に対する傾角が増加して圧縮機の吐出容量が増加する。特公平5-83751号の容量可変型斜板式圧縮機においては、圧力逃がし通路にオリフィスを配設することにより、クランク室からピストンシリンダの吸入側へ流出する冷媒ガスの流量が過大になるのを防止してクランク室内の内圧の急激な低下を抑制し、車載空調回路の負荷の増加に応じて吐出容量を増加制御する際の吐出容量の急激な増加を抑制し、車載空調装置の吹出温度の急激な低下を抑制している。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 容量可変型斜板式圧縮機の起動直後は、吐出圧供給通路に介設した弁体は当該通路を閉じており、また吐出容量は最小になっている。圧縮機の起動により、ピストンシリンダの吸入側から吐出側へ冷媒ガスが流れ、ピストンシリンダの吸入圧が低下し、クランク室内の内圧とピストンシリンダの吸入圧との間に差圧が生じ、クランク室内の冷媒ガスがピストンシリンダの吸入側へ流出する。冷媒ガスの流出によりクランク室内の内圧が低下し、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室内の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差が増加し、斜板の駆動軸に対する傾角が増加して吐出容量が増加し、必要流量の冷媒ガスが車載空調回路に供給される。起動直後は、吐出容量が最小になっているのでピストンシリンダの吐出圧は低く、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントは小さい。従って、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室内の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差も小さい。起動直後は、吐出容量が最小になっているのでピストンシリンダの吸入圧の低下量が少なく、クランク室の

内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧は小さい。従って、圧力逃がし通路にオリフィスを配設すると、オリフィスの流動抵抗によりクランク室からピストンシリンダの吸入側へ流出する冷媒ガスの流量が微小になってクランク室の内圧の低下速度が微小になり、クランク室の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントの低下速度が微小になり、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差の増加速度が微小になって、両者の差が小さい状態が維持され、吐出容量の速やかな増加が阻害されて必要流量の冷媒ガスが車載空調回路に供給されないという問題を生ずる。本発明は上記問題に鑑みてなされたものであり、ピストンシリンダの吐出側からクランク室内に連通する吐出圧供給通路に介設した弁体をピストンシリンダの吸入圧により制御し、クランク室内からオリフィスを介してピストンシリンダの吸入側に至る圧力逃がし通路を設けた容量可変型斜板式圧縮機であって、起動後に吐出容量が速やかに増加するが、容量制御運転時に車載空調回路の負荷の増加に応じて吐出容量を増加制御する際には吐出容量の急激な増加が抑制された可変型斜板式圧縮機を提供することを目的とする。

【0004】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、本発明においては、ピストンシリンダの吐出側からクランク室内に連通する吐出圧供給通路に介設した弁体をピストンシリンダの吸入圧により制御し、クランク室内からオリフィスを介してピストンシリンダの吸入側に至る圧力逃がし通路を設けた容量可変型斜板式圧縮機であって、起動時のオリフィス断面積が容量制御運転時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御する可変制御手段を備えることを特徴とする容量可変型斜板式圧縮機を提供する。本発明に係る容量可変型斜板式圧縮機においては、起動時のオリフィス断面積が容量制御運転時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積が可変制御されるので、起動時には、クランク室の内圧が速やかに低下し、クランク室の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントが速やかに低下する。この結果、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差が速やかに増加し、斜板の駆動軸に対する傾角が速やかに増加して吐出容量が速やかに増加する。他方容量制御運転時のオリフィス断面積は起動時に比べて小さいので、車載空調回路の負荷の増加に応じて吐出容量を増加制御する際には、クランク室の内圧の急激な低下が防止されてクランク室の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントの

急激な低下が防止される。この結果、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室の内圧により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差の急激な増加が抑制されて吐出容量の急激な増加が抑制され、車載空調装置の吹出温度の急激な低下が抑制される。容量制御運転時のオリフィス断面積は小さいので、容量制御の為に吐出室からクランク室を経由して吸入室へ戻される冷媒ガス量は少ない。従って、容量制御運転時の圧縮動力損失は小さい。

【0005】本発明の好ましい態様においては、可変制御手段は、クランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時のオリフィス断面積が、前記差圧が所定値を超える時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御する。容量可変型斜板式圧縮機の起動時には、容量制御運転時に比べてクランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が小さいので、当該差圧が所定値以下の時のオリフィス断面積が、前記差圧が所定値を超える時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御することにより、起動時のオリフィス断面積が容量制御運転時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御することができる。

【0006】本発明の好ましい態様においては、可変制御手段は、圧力逃がし通路を流れる冷媒ガス流に関して上流側の大径部と下流側の小径部とを有するオリフィス孔と、オリフィス孔内に配設された球状の弁体と、弁体を前記冷媒ガス流に関して上流方向へ付勢するバネとを有している。バネの付勢力を適正值に設定することにより、クランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時に弁体をオリフィス孔の大径部内に滞留させ、前記差圧が所定値を超える時に弁体をオリフィス孔の小径部内に滞留させることができ、ひいては、クランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時のオリフィス断面積が、前記差圧が所定値を超える時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御することができる。

【0007】本発明の好ましい態様においては、可変制御手段は、二つのオリフィス孔と、クランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時に一方のオリフィス孔を開き、前記差圧が前記所定値を超える時に前記一方のオリフィス孔を閉じる弁体とを有している。二つのオリフィス孔を配設し、クランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時に一方のオリフィス孔を開き、前記差圧が前記所定値を超える時に前記一方のオリフィス孔を閉じることにより、クランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時のオリフィス断面積が、前記差圧が所定値を超える時のオリフィス断面積よりも大きくなる

るようにオリフィス断面積を可変制御することができる。

【0008】本発明の好ましい態様においては、可変制御手段を圧力逃がし通路上の所定位置に固定する固定手段が可変制御手段と一体形成されている。可変制御手段を圧力逃がし通路上の所定位置に固定する必要があるが、可変制御手段を圧力逃がし通路上の所定位置に固定する固定手段を可変制御手段と一体形成することにより、両者を別体とする場合に比べて、部品点数が減少し、圧縮機の製造コストが低減する。

【0009】本発明の好ましい態様においては、固定手段に、工具係合用の穴が形成されている。工具係合用の穴に工具を係合させて、可変制御手段を圧力逃がし通路上の所定位置に容易に設置し、或いは所定位置から容易に離脱させることができる。

【0010】

【発明の実施の形態】本発明の第1実施例に係る容量可変型斜板式圧縮機は、図1に示すように、周方向に互いに間隔を隔てて配設された複数のシリンダボア1とセンターボア2とが形成されたシリンダブロック3と、シリンダブロック3の一方の端面に取り付けられクランク室4を形成するフロントハウジング5と、弁板6を介してシリンダブロック3の他方の端面に取り付けられ、吸入室7と吐出室8とを形成するシリンダヘッド9とを備えている。

【0011】容量可変型斜板式圧縮機は更に、クランク室4内でシリンダボア1の延在方向に平行に延在し、一端がフロントハウジング5を貫通して外部へ延び、他端がセンターボア2に挿入され、フロントハウジング5とシリンダブロック3とにより回転可能に支持された駆動軸10を備えている。フロントハウジング5に回転可能に支持されたプーリー11が駆動軸10に連結されている。プーリー11と図示しない車載エンジンのクランク軸との間に図示しない無端ベルトが掛け渡されている。クランク室4内に配設されたロータ12が、駆動軸10に固定されている。ロータ12はフロントハウジング5により、駆動軸10の延在方向に支持されている。ロータ12に長孔12aが形成されている。

【0012】斜板13が、駆動軸10に軸方向に摺動可能に且つ駆動軸10に対して傾角変動可能に取り付けられている。斜板13は、ロータ12へ向けて延びる耳部13aを有している。耳部13aに固定されたピン14がロータ12の長孔12aに挿通されている。斜板13は、駆動軸10に外嵌合するコイルスプリング15を介してロータ12に連結されている。

【0013】斜板13の周縁部に、斜板13を挟んで片側に球面を有する一対のスライディングシュー16が摺動可能に当接している。複数の一対のスライディングシュー16が、周方向に互いに間隔を隔てて配設されている。各一対のスライディングシュー16は、それぞれピ

ストンロッド17により、摺動可能に挟持されている。各ピストンロッド17はシリンダブロック3へ向けて延び、対応するシリンダボア1に摺動可能に挿通されたピストン18を形成している。

【0014】各シリンダボア1に対峙して、弁板6に吸入孔19と吐出孔20とが形成されている。弁板6のシリンダボア1に対峙する端面に、吸入室7から吸入穴19を通してシリンダボア1へ流入する冷媒ガスの流れを制御するための吸入弁21が取り付けられ、弁板6の吐出室8に対峙する端面に、シリンダボア1から吐出孔20を通して吐出室8へ流出する冷媒ガスの流れを制御するための吐出弁22が取り付けられている。吸入室7は吸入ポート23に連通し、吐出室8は図示しない吐出ポートに連通している。

【0015】クランク室4と吐出室8とを連通させる吐出圧供給通路24が、シリンダブロック3と弁板6とシリンダヘッド9の内壁とを介して形成されている。吐出圧供給通路24を開閉する制御弁25が配設されている。

【0016】センターボア2に可変オリフィス26が嵌挿されている。可変オリフィス26は、図2に示すように、オリフィス本体26aを有している。オリフィス本体26aに、オリフィス孔26bが形成されている。オリフィス孔26bは、クランク室4に近接する側の大径部26b1と、クランク室4から離隔する側の小径部26b2と、両者を接続する漏斗状の中間部26b3とを有している。オリフィス孔26b内に鋼球27が配設されている。鋼球27の直径はオリフィス孔26bの小径部26b2の直径よりも小さな値に設定されている。オリフィス孔26bに対峙して、オリフィス本体26aのクランク室4に近接する側の端面に蓋28が圧入されている。蓋28にはオリフィス孔26bの大径部26b1に連通する孔が形成されている。オリフィス本体26aのクランク室4から離隔する側の端面に蓋29が圧入されている。蓋29にはオリフィス孔26bの小径部26b2に連通する孔が形成されている。オリフィス孔26b内にバネ30が配設されている。バネ30の一端は鋼球27に固定され、他端は蓋29に固定されている。オリフィス孔26bの周壁と鋼球27との間に形成される環状隙間がオリフィス31を形成している。オリフィス31はセンターボア2を介してクランク室4に連通し、シリンダブロック3と弁板6とシリンダヘッド9の内壁とを介して形成された通路32を介して吸入室7に連通している。センターボア2とオリフィス31と通路32とにより、圧力逃がし通路33が形成されている。

【0017】上記容量可変型斜板式圧縮機の運転時には、吸入室7の内圧 P_s が低下するのでクランク室4の内圧 P_c と吸入室7の内圧 P_s との間に差圧が生ずる。この結果、クランク室4内の冷媒ガスが圧力逃がし通路33を通して吸入室7へ流れる。圧力逃がし通路33の

途上に配設された可変オリフィス26のオリフィス孔26bを流れる冷媒ガスは、鋼球27を冷媒ガスの流れに関して下流方向へ付勢する。バネ30は、鋼球27を冷媒ガスの流れに関して上流方向へ付勢する。クランク室4の内圧 P_c と吸入室7の内圧 P_s との差圧 ΔP ($\Delta P = P_c - P_s$)が増加すると、冷媒ガスから鋼球27に印加する付勢力が増加し、鋼球27はバネ30の付勢力に抗して、冷媒ガスの流れに関して下流方向へ移動する。差圧 ΔP が ΔP_1 以下の時には鋼球27の中心はオリフィス孔26bの大径部26b1内にあり、差圧 ΔP が ΔP_1 を超えて ΔP_2 以下の時には鋼球27の中心はオリフィス孔26bの中間部26b3内にあり、差圧 ΔP が ΔP_2 を超える時には鋼球27の中心はオリフィス孔26bの小径部26b2内にある。この結果、鋼球27とオリフィス孔26bの内壁との間に形成される環状のオリフィス31の断面積 S は、差圧 ΔP が ΔP_1 以下の時に最大値 S_1 となり、差圧 ΔP が ΔP_1 を超えると差圧 ΔP の増加に伴って S_1 から減少し、差圧 ΔP が ΔP_2 を超えると最小値 S_2 となる。バネ30のバネ定数を変えることにより、 ΔP_1 、 ΔP_2 を変えることができる。

【0018】吸入ポート23は図示しない車載空調回路の低圧側に接続され、図示しない吐出ポートは前記空調回路の高圧側に接続されている。

【0019】上記容量可変型斜板式圧縮機の作動を説明する。図示しない車載エンジンが始動するとプーリー11を介して駆動軸10が回転駆動されて圧縮機が起動する。駆動軸10の回転に伴ってロータ12が回転し、更に斜板13が回転する。斜板13の回転に伴ってスライディングシュー16が斜板13の周縁上を摺動しつつ駆動軸10の延在方向に往復運動し、スライディングシュー16を挟持するピストンロッド17が駆動軸10の延在方向に往復運動し、ピストンロッド17の一端に形成されたピストン18が、シリンダボア1内を駆動軸10の延在方向に往復運動する。ピストン18の往復運動に伴い、吸入ポート23を通して吸入室7へ流入した冷媒ガスが吸入孔19を通してシリンダボア1内へ吸入され、シリンダボア1内で圧縮され、吐出孔20を通して吐出室8へ吐出され、図示しない吐出ポートを通して車載空調回路へ流出する。

【0020】上記容量可変型斜板式圧縮機においては、圧縮工程中に、ピストン18に加わる圧縮反力により、斜板13をピン14回りに、図1において時計方向へ回動させて斜板13の駆動軸10に対する傾角 θ を増加させるモーメント M_1 が生ずる。コイルスプリング15により、斜板13をピン14回りに、図1において反時計方向へ回動させて斜板13の駆動軸10に対する傾角 θ を減少させるモーメント M_2 が生ずる。クランク室4の内圧 P_c により、斜板13をピン14回りに、図1において反時計方向へ回動させて斜板13の駆動軸10に対

する傾角 θ を減少させるモーメント M_3 が生ずる。

【0021】外気温度に応じて自動的に或いは手動により車載空調装置の設定吐出温度が調節され、車載空調回路の負荷が変動する。車載空調回路の負荷が減少して吸入室7の内圧 P_s が所定値 P_{s1} 以下になると、制御弁25が吐出圧供給通路24を開き、吐出室8内の冷媒ガスが吐出圧供給通路24を介してクランク室4へ流入する。この結果クランク室4の内圧 P_c が増加し M_3 が増加して斜板13の駆動軸10に対する傾角 θ が減少し、ピストン18のストロークが減少して圧縮機の吐出容量が減少する。車載空調回路の負荷が増加して吸入室7の内圧 P_s が所定値 P_{s1} を超えると、制御弁25が吐出圧供給通路24を閉じ、吐出室8内の冷媒ガスが吐出圧供給通路24を介してクランク室4へ流入するのを阻止する。クランク室4の内圧 P_c と吸入室7の内圧 P_s との差圧 ΔP により、クランク室4内の冷媒ガスが圧力逃がし通路33を通して吸入室7へ流出する。この結果クランク室4の内圧 P_c が低下して M_3 が減少して斜板13の駆動軸10に対する傾角 θ が増加し、ピストン18のストロークが増加して圧縮機の吐出容量が増加する。

【0022】上記容量可変型斜板式圧縮機の起動時には、吸入室7の内圧 P_s は P_{s1} を超えており、制御弁25は吐出圧供給通路24を閉じている。また、吸入室7の内圧 P_s とクランク室4の内圧 P_c と吐出室8の内圧とは略同一になっているので、 M_1 と M_3 とが略同一になっている。この結果、 M_2 により斜板13の駆動軸10に対する傾角 θ は最小になっており、圧縮機の吐出容量は最小になっている。圧縮機が起動すると、吸入室7内の冷媒ガスがシリンダボア1内へ吸引されるので吸入室7の内圧 P_s が低下する。しかし圧縮機の吐出容量は最小になっているので、吸入室7からシリンダボア1内へ吸引される冷媒ガスの流量は少なく、 P_s の低下量は少ない。従って、起動直後は、クランク室4の内圧 P_c と吸入室7の内圧 P_s との差圧 ΔP は ΔP_1 以下であり、オリフィス31の断面積 S は最大値 S_1 である。この結果、差圧 ΔP は小さいがオリフィス31の断面積 S が大きいので、クランク室4から圧力逃がし通路33通って吸入室7へ冷媒ガスが速やかに流出してクランク室4の内圧 P_c が速やかに低下し、 M_3 が速やかに減少して斜板13の駆動軸10に対する傾角 θ が速やかに増加し、吐出容量が速やかに増加する。吐出容量の増加に伴って、吸入室7からシリンダボア1内へ吸引される冷媒ガスの流量が増加し、 P_s の低下量が増加する。この結果、クランク室4の内圧 P_c と吸入室7の内圧 P_s との差圧 ΔP が増加して ΔP_1 を超え、オリフィス31の断面積 S が最大値 S_1 から最小値 S_2 へ向けて減少する。差圧 ΔP が ΔP_2 を超え、オリフィス31の断面積 S が最小値 S_2 になった時には、吐出容量は必要量まで増加しており、必要流量の冷媒ガスが車載空調回路に供給される。

【0023】起動直後の過渡期を経過して、吸入室7の内圧 P_s が P_{s1} 近傍まで低下した時には、差圧 ΔP が ΔP_2 を超えオリフィス31の断面積 S は最小値 S_2 になっている。この状態で、圧縮機の容量制御運転が行われる。すなわち、吸入室7の内圧 P_s に応じて制御弁25が開閉制御され、空調回路の負荷変動に応じた吐出容量制御が行われる。容量制御運転時には、オリフィス31の断面積 S が最小値 S_2 になっているので、クランク室4から圧力逃がし通路33を通して吸入室7へ流出する冷媒ガスの流量は少ない。この結果、吐出容量を増加制御する際のクランク室4の内圧 P_c の急激な低下が防止されてM3の急激な低下が防止され、斜板13の駆動軸10に対する傾角 θ の急激な増加が抑制されて吐出容量の急激な増加が抑制され、車載空調装置の吹出温度の急激な低下が抑制される。容量制御運転時のオリフィス31の断面積 S は最小値 S_2 なので、容量制御の為に吐出室8からクランク室4を経由して吸入室7へ戻される冷媒ガス量は少ない。従って、容量制御運転時の圧縮動力損失は小さい。

【0024】本発明の第2実施例に係る容量可変型斜板式圧縮機においては、可変オリフィス26に代えて図3に示す可変オリフィス126が使用されている。可変オリフィス126は、オリフィス本体126aを有している。オリフィス本体126aに、オリフィス孔126b、126cが形成されている。オリフィス孔126bは、クランク室4に近接する側の大径部126b'と、クランク室4から離隔する側の小径部126b''とを有している。大径部126b'内に鋼球127が配設されている。大径部126b'の周壁と鋼球127との間の環状隙間の面積は、小径部126b''の断面積よりも大きな値に設定されている。大径部126b'のクランク室4側の端面に、複数の小孔128aが形成された蓋128が圧入されている。複数の小孔128aの断面積の和は、小径部126b''の断面積よりも大きな値に設定されている。大径部126b'内にバネ129が配設されている。バネ129の一端は鋼球127に固定され、他端は小径部126b''側の端面に固定されている。オリフィス孔126cとオリフィス孔126bの小径部126b''とにより、オリフィス130が形成されている。

【0025】クランク室4の内圧 P_c と吸入室7の内圧 P_s との差圧 ΔP が ΔP_1 以下の時は、鋼球127はオリフィス孔126bの小径部126b''から十分に離れており、オリフィス130の断面積はオリフィス孔126cの断面積とオリフィス孔126bの小径部126b''の断面積の和である。差圧 ΔP が ΔP_1 を超えると鋼球127がオリフィス孔126bの小径部126b''に接近して、オリフィス130の断面積が漸減する。差圧 ΔP が ΔP_2 を超えると鋼球127がオリフィス孔126bの小径部126b''を塞ぎ、オリフィス130の

断面積は最小になり、オリフィス孔126bの小径部126b''の断面積と同一値になる。従って、可変オリフィス126を使用することにより、クランク室の内圧とピストンシリンダの吸入圧との差圧が所定値以下の時のオリフィス断面積が、前記差圧が所定値を超える時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積を可変制御することができる。

【0026】以上、本発明の実施例を説明したが、本発明は上記実施例に限定されない。第1実施例に係る容量可変型斜板式圧縮機においては、可変オリフィス26は、オリフィス本体26aの一端をセンターボア2に形成された段部に当接させ、他端をセンターボア2に形成された図示しない環状溝に係合する図示しないスナップリングに当接させて、圧力逃がし通路33上の所定位置に固定されているが、図4、5に示すように、オリフィス本体26aの他端に、互いに隙間を隔てて複数の脚26cをオリフィス本体26aと一体形成し、脚26cを弁板6に当接させて、可変オリフィス26を圧力逃がし通路33上の所定位置に固定しても良い。スナップリングが不要になり、部品点数が減少して、圧縮機の製造コストが低減する。また、孔が形成された蓋29に代えて、オリフィス本体26に直接オリフィス孔26bの小径部26b2に連通する孔26dを形成しても良い。部品点数が減少して、圧縮機の製造コストが低減する。図6に示すように、複数の脚26cに代えて、環状の脚26eをオリフィス本体26と一体形成し、脚26eに孔26fを形成しても良い。環状の脚26eを弁板6に当接させて、可変オリフィス26を圧力逃がし通路33上の所定位置に固定する。孔26fを介して、オリフィス31が通路32に連通する。

【0027】オリフィス本体26aの他端に、互いに隙間を隔てて複数の脚26cを形成し、或いは環状の脚26eを形成する場合には、図4～6に示すように、センターボア2周壁の脚26c、26eに対峙する部位に、環状の切欠溝2aを形成し、或いは脚26c、26eの外周に切欠溝26c'、26e'を形成して、脚26c、26eの外側に、通路32に連通する通路32'を形成するのが望ましい。オリフィス31と通路32とが確実に連通する。

【0028】脚26cに、治具係合用の穴26c''を形成しても良い。工具係合用の穴26c''に工具を係合させて、可変オリフィス26を、センターボア2内に容易に設置し、或いはセンターボア2から容易に離脱させることができる。

【0029】図3の可変オリフィス126の鋼球127に代えて、図7に示すように、オリフィス孔126bの小径部126b''に進入可能な突起127a'が形成された円板状の弁体127'を配設しても良い。この場合には、蓋128の小孔128aが弁体127'で塞がれるのを防止するために、蓋128に、弁体127'へ向

かう突起128bを形成するのが望ましい。

【0030】

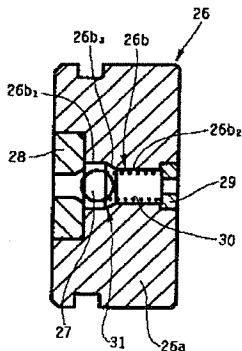
【発明の効果】以上説明したごとく、本発明に係る容量可変型斜板式圧縮機にあっては、起動時のオリフィス断面積が容量制御運転時のオリフィス断面積よりも大きくなるようにオリフィス断面積が可変制御されるので、起動時には、クランク室内の圧力が速やかに低下し、クランク室内の圧力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントが速やかに低下する。この結果、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室内の圧力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差が速やかに増加し、斜板の駆動軸に対する傾角が速やかに増加して吐出容量が速やかに増加する。他方容量制御運転時のオリフィス断面積は起動時に比べて小さいので、車載空調回路の負荷の増加に応じて吐出容量を増加制御する際には、クランク室内の圧力の急激な低下が防止されてクランク室内の圧力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントの急激な低下が防止される。この結果、ピストンに加わる圧縮反力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を増加させるモーメントと、クランク室内の圧力により生ずる斜板の駆動軸に対する傾角を減少させるモーメントとの差の急激な増加が抑制されて吐出容量の急激な増加が抑制される。容量制御運転時のオリフィス断面積が小さいので、容量制御の為に吐出室からクランク室を経由して吸入室へ戻される冷媒ガス量は少ない。従って、容量制御運転時の圧縮動力損失は小さい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例に係る容量可変型斜板式圧縮機の縦断面図である。

【図2】図1の部分拡大図である。

【図2】



* 【図3】本発明の第2実施例に係る容量可変型斜板式圧縮機が備える可変オリフィスの断面図である。

【図4】本発明の他の実施例に係る容量可変型斜板式圧縮機の縦断面図である。

【図5】図4の部分拡大図である。(a)は縦断面図であり、(b)は(a)のb-b矢視図である。

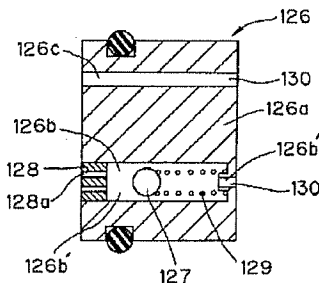
【図6】図5の変形例を示す図である。(a)は縦断面図であり、(b)は(a)のb-b矢視図である。

【図7】図3の変形例を示す図である。

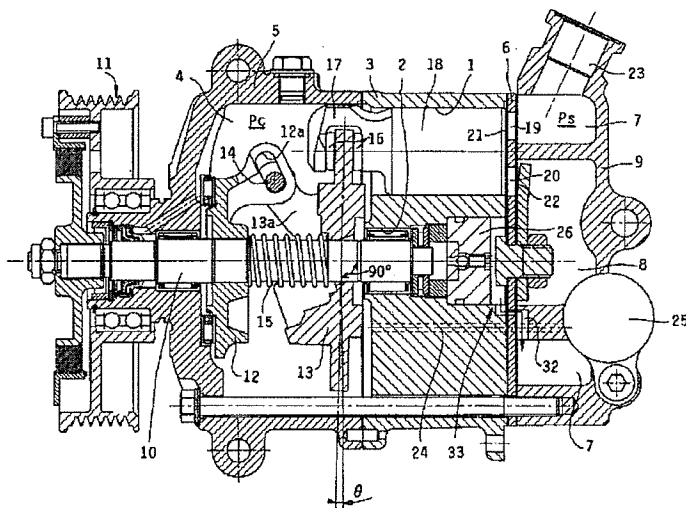
【符号の説明】

- 1 シリンダボア
- 2 センターボア
- 3 シリンダブロック
- 4 クランク室
- 5 フロントハウジング
- 7 吸入室
- 8 吐出室
- 9 シリンダヘッド
- 10 駆動軸
- 13 斜板
- 18 ピストン
- 24 吐出圧供給通路
- 25 制御弁
- 26、126 可変オリフィス
- 26b、126b、126c オリフィス孔
- 26c、26e 脚
- 26c'' 工具係合用の穴
- 27、127 鋼球
- 30 バネ
- 31、130 オリフィス
- 32、32' 通路
- * 33 圧力逃がし通路

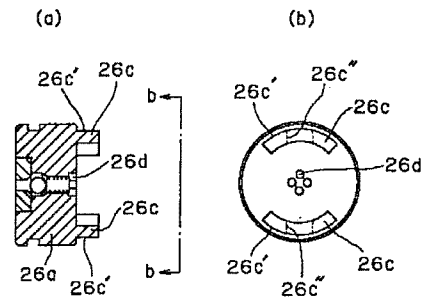
【図3】



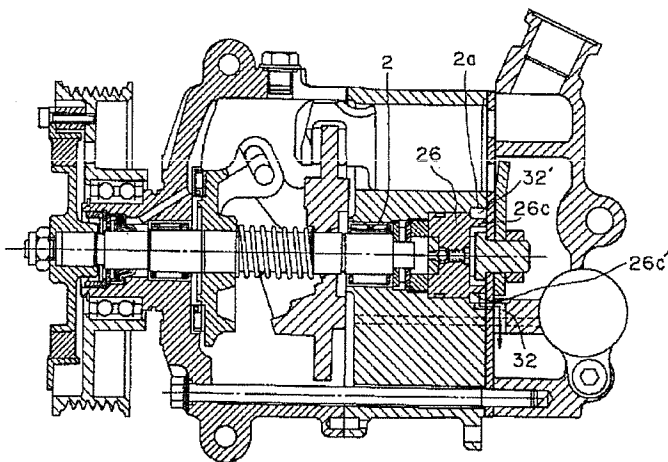
【図1】



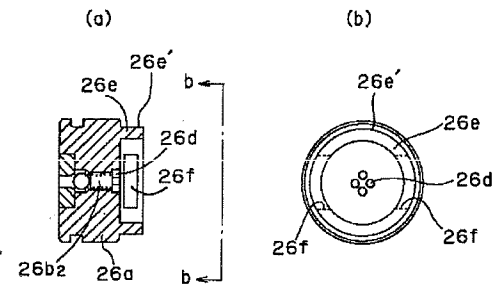
【図5】



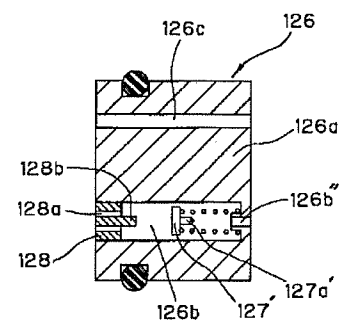
【図4】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(72)発明者 田部井 賢
群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式
会社内

(72)発明者 藤田 正章
群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式
会社内

Fターム(参考) 3H076 AA06 BB33 BB34 BB36 CC12
CC20 CC41 CC94 CC95